

В.С. ГАПОНОВ, док. тех. наук., проф.;
А.И. НАУМОВ, инж., НТУ «ХПИ», г. Харьков

АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОГО СИНТЕЗА РОТОРНЫХ СИСТЕМ, СОДЕРЖАЩИХ ОПОРЫ ПОДШИПНИКОВ С УПРАВЛЯЕМЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ ЖЕСТКОСТИ

Розглядаються питання динамічного синтезу роторних систем, що містять опори підшипників з керованою зміною жорсткості.

The questions of dynamic synthesis of the rotor systems which contain supports of bearings with the guided change of inflexibility are examined

Развитие методов проектирования роторных систем, содержащих принципиально новые опоры подшипников с управляемым изменением жесткости связано с необходимостью рассмотрения вопросов их динамического синтеза.

Вопросы проектирования упругих систем, содержащих опоры с управляемым изменением жесткости решались в работах [1-6].

Целью настоящей работы является оценка зависимости между собственными частотами системы и жесткостью опоры с управляемым изменением жесткости.

Рассматриваются динамические системы, содержащие пассивные опоры высокоскоростного ротора с управляемым изменением жесткости [1], которые снабжены корректором обеспечивающим квазинулевою жесткость, и пассивным регулятором, назначение которого состоит в автоматическом слежении квазинулевым участком за постоянной или низкочастотной составляющей внешне приложенной нагрузки. Такие опоры, эффективно решают задачу обеспечения управления динамической виброустойчивостью роторных систем в заданном рабочем диапазоне кинематико-силовых характеристик. При этом устраняются противоречия между статической и динамической жесткостями, что обеспечивает необходимую несущую способность ротора.

Основные задачи динамического синтеза роторных систем возникают в связи с проблемой выбора структуры и параметров динамической системы, оптимальных по несущей способности элементов силовой цепи или в части обеспечения устойчивости как регулируемого по параметрам внешней нагрузки объекта. Помимо этих основных возможны различные частные задачи синтеза, обусловленные особыми условиями эксплуатации роторной системы. Задачи структурно-параметрической оптимизации системы возникают, в частности: в связи с необходимостью обеспечения с определенной точностью заданного закона движения исполнительного звена; в силовых установках в связи с необходимостью обеспечения регламентированной степени неравномерности

вращения исполнительного механизма; в силовых установках с динамически неустойчивыми фрикционными связями в связи с необходимостью обеспечения осцилляционной устойчивости переходного процесса; в разнообразных, ситуациях, связанных с обеспечением необходимых локальных динамических качеств отдельных звеньев роторной системы. В большинстве случаев перво-степенной является задача динамического синтеза параметров роторной системы в условиях регулярных возмущающих воздействий, порождаемых закономерностями рабочего процесса в приводном двигателе или характером внешней нагрузки. Вопросы динамического синтеза в условиях нерегулярных возмущений обычно приобретают значительную важность лишь для ограниченного класса роторных систем, эксплуатационные условия которых характеризуются интенсивными и многократными аperiодическими нагружениями в пределах ресурса системы.

Динамический синтез в условиях нерегулярных возмущений, как правило, менее содержателен синтеза в условиях регулярных возмущений, редко имеет структурный характер и ограничивается обычно оптимизацией, варьируемых параметров базовой динамической модели системы, определяемой в результате решения первой основной задачи синтеза. Особенности постановки общей основной задачи синтеза, связанные с разделением ее на две самостоятельные задачи, требуют дополнительных исследований на второй стадии синтеза. Эти исследования связаны с анализом чувствительности динамических характеристик системы в условиях регулярных возмущений по отношению к параметрам, варьируемым во второй задаче синтеза. Результатом такого анализа является выделение в пространстве указанных параметров допустимых областей варьирования, грубых в смысле влияния на регулярные динамические характеристики системы. Таким образом обеспечивается практическая инвариантность решений первой задачи синтеза по отношению к параметрическим вариациям второй задачи.

Иногда для достижения необходимого динамического эффекта во второй задаче синтеза приходится рассматривать области варьируемых параметров, не грубые в указанном выше смысле. В такой ситуации приходится прибегать к компромиссному решению и разрешать в некоторых допустимых пределах искажение оптимальных решений первой задачи синтеза с целью обеспечения (за счет вариации параметров в негрубых областях) важных для системы свойств временных характеристик. Описанные особенности взаимоотношений двух первых основных задач синтеза в самом общем случае могут проявляться в более широких формах, в связи с решением для одной системы нескольких задач синтеза. В большинстве случаев каждая из основных задач динамического синтеза представляется в виде совокупности оптимизационных задач.

При решении первой задачи динамического синтеза вектор эффективности оптимизационных задач формируется, как правило, на основе динамических критериев качества, характеризующих несущую способность по усталостной прочности основных элементов силовой цепи синтезируемой системы. Построение структурной целевой функции для сравнительной оценки различных,

параметрически оптимизированных структурных вариантов системы представляет собой обычно трудно формализуемую процедуру. Целесообразно формировать информационно неполную структурную функцию на основе факторов, допускающих с достаточной достоверностью формализованное описание. При окончательном выборе предпочтительного структурно-параметрического варианта наряду с формальными критериями качества конкурентных вариантов - значениями структурной целевой функции, используются эвристические соображения, основанные преимущественно на экспертных оценках.

Указанные трудности математической формализации процедуры структурного синтеза характерны для подавляющего большинства практических задач динамического синтеза роторных систем. Единственным средством разрешения этих трудностей являются неформальные приемы типа экспертных оценок. Успех неформальной стадии структурного синтеза решающим образом зависит от постановки и решения математически строго формализуемой части синтеза.

При постановке общей задачи синтеза всегда имеется возможность оценки степени близости к оптимальному структурному варианту синтезируемой модели неоптимальных решений. Это особенно ценно тем, что допускает корректировку аналитически полученного оптимального решения задачи синтеза на основе эвристических соображений, компенсирующих информационную неполноту целевой функции.

В общем случае решается проблема векторной оптимизации, характеризующаяся необходимостью выбора лучшего решения при наличии нескольких критериев эффективности, которыми являются компоненты многомерного вектора. Корректность и практическая осуществимость задач динамического синтеза во многом зависят от правильного выбора локальных критериев эффективности и принципа оптимизации.

Выбор локальных критериев эффективности всегда сопряжено с противоречивыми соображениями: более сложные критерии полнее отражают оптимизируемые динамические качества исследуемой роторной системы. Осуществить корректный выбор локальных критериев эффективности помогает анализ эксплуатационной специфики проектируемой системы. Так, для задачи динамического синтеза систем, характеризующихся проектируемой долговечностью и подверженных в основном регулярным возмущающим воздействиям, в качестве локальных критериев эффективности, отражающих допустимую динамическую напряженность узлов системы, правомерно принять пределы выносливости основных деталей и узлов системы.

При выборе размерности вектора эффективности для оптимизационных задач синтеза рационально использовать предварительную оценку результатов динамического анализа базовой модели исследуемой установки с точки зрения необходимости расчета элементов системы на статическую прочность и выносливость. Целесообразность такого анализа обусловлена тем, что во многих случаях при конструировании валов их размеры задаются из условий необходимой изгибной жесткости вала или работоспособности смежных деталей. Поэтому часто оказывается, что при высокой напряженности подшипни-

ковых опор валы характеризуются повышенным запасом прочности. В таких случаях, используя приближенные критерии для сравнительной оценки по прочностным показателям звеньев системы базового варианта, удастся существенно уменьшить общее число динамических критериев качества в задаче синтеза. Аналогичный подход целесообразен также при выборе вида и числа локальных критериев эффективности для задач синтеза в условиях аperiodических возмущений. Проблема выбора принципа оптимальности в прикладных многокритериальных задачах динамического синтеза обычно сводится к задаче скаляризации векторного критерия эффективности. Эта задача имеет многозначное решение, и поэтому для построения обобщенного скалярного критерия эффективности в наиболее рациональной форме необходимо учитывать конкретные особенности синтезируемой системы и самой задачи синтеза.

В прикладных задачах динамического синтеза структурный аспект часто сильно ограничен и проявляется лишь в связи с использованием в динамической системе корректирующих устройств. Выбор структуры корректирующего устройства вполне определяется конструктивными особенностями и возможностями системы, а также необходимостью достижения определенного динамического эффекта. Естественно, в общем случае и в рамках указанного сугубо ограниченного структурного синтеза возможны положения, требующие неформального вмешательства. При этом возможно лишь математически некорректное решение задачи, привлекающее результаты динамического анализа базовой модели и эвристические соображения для существенного уменьшения многомерной области варьирования и выделения в ней «целесообразных» подмножеств, в которых и осуществляется поиск оптимального решения. Аналогичное положение характерно и для многомерных задач динамического синтеза, выполняемых с целью обеспечения оптимальных показателей устойчивости системы, и в общем случае для задачи синтеза с оптимизацией несущей способности силовой цепи системы в условиях аperiodических возмущающих воздействий.

При динамическом синтезе роторной системы возможны ситуации, когда в заданном вариативном пространстве синтеза ни одно из частных оптимальных решений отдельных оптимизационных задач не удовлетворяет необходимым ограничениям по несущей способности силовой цепи системы. В таких случаях возникает необходимость в использовании корректирующих динамических устройств, применяемых для целенаправленного воздействия на характеристики динамической нагруженности проектируемой системы.

Математические модели механической системы, содержащей элементы с управляемым изменением квазиузуловой жесткости, в наиболее наглядной форме содержит математическую сторону преобразования обобщенных координат, изменяющихся во времени.

Имея в виду, что упругая опора используется как частотный фильтр и его важнейшими параметрами является амплитудно-частотная характеристика, представляется удобным в качестве структурной схемы – математической

модели использовать матрицу $H = Ep^2 + R$, которая определяет частотное уравнение системы. Нелинейная часть предполагается гармонически линеаризованной. E, R - соответственно, единичная и упруго-инерционная матрица параметров динамической схемы механической системы.

Известное понятие связности системы, определяющее степень физической связи между парциальными системами, для систем с числом степеней свободы более двух теряет наглядность и становится громоздким. Физическая связь линейной системы осуществляется посредством частотного фильтра. Следовательно, можно ввести понятие связности системы фильтром с управляемым изменением жесткости. Количественной оценкой ее можно считать элементы матрицы H , содержащие параметры упругой опоры подшипника.

Анализ коэффициентов связности приводит к выводу о способе повышения фильтрующей способности опоры с управляемым изменением жесткости по переменной составляющей динамического отклика при сохранении несущей способности механической системы.

Частотное уравнение механической системы сводится к виду $\Phi_m(\omega) + C\Phi_r(\omega) = 0$, где $\Phi_m(\omega)$ и $\Phi_r(\omega)$ - полиномы, соответственно, степеней m и r , содержащие параметры системы; C - жесткость упругой опоры подшипника. Непрерывное изменение $C(0, \infty)$ определяет на комплексной плоскости непрерывные траектории полюсов передаточной функции системы.

Известно, что траектория, проходящая через любую действительную простую точку, лежит на действительной оси и выход ее на комплексную плоскость возможен только в крайних действительных точках. Начальные и предельные точки траекторий квадратов собственных частот системы - действительные числа. Поэтому траектории квадратов собственных частот цепных систем без демпфирования не выходят на комплексную плоскость.

Имея части линейной системы, которые необходимо разделить частотным фильтром, можно, используя аппарат метода корневого годографа, построить зависимость между собственными частотами системы и жесткостью фильтра-упругой опоры ротора.

Таким образом, структура динамических систем, содержащих элементы с управляемым изменением жесткости, имеет численное выражение в траекториях квадратов собственных частот на комплексной плоскости.

Список литературы: 1. Гапонов В.С., Калинин П.М. Пасивна віброзахисна система з керованою квазінульовою жорсткістю. Патент на винахід 62934 Україна – 2004. Бюл. № 1. 2. Гапонов В.С. Калинин П.Н. Упругое квазинулевой жесткости пространство опор быстроходных роторов. Вісник інженерної академії України. КВ № 2635, №3, 2001, (частина 2) 3. Гапонов В.С., Мац В.И., Чернявский И.Ш. Тенденции развития виброизоляции опор силових агрегатів и кабин транспортних машин. Вісник інженерної академії України. КВ № 2635, №3, 2001, (частина 2) 4. Гапонов В.С. Калинин П.Н. Оценка нагруженности кинематических пар в упругой системе квазинулевой жесткости. Труды Одесского политехнического университета. Научный и произ-

водственно-технический сборники по техническим и естественным наукам. Вып.5. 2001
5.Гапонов В.С. Калинин П.Н К вопросу настройки упругой характеристики амортизатора с управляемой квазиулеовой жесткостью. Вестник НТУ «ХПИ» 30 2004 стр.200-205
6.Гапонов В.С., Гайдамака А.В., Задачі забезпечення ресурсу підшипників кочення резонансних роторних систем. Вісник НТУ“ХПІ”.-2009.-Вип.2,с.91-96

Поступила в редколлегию 14.07.2010

УДК 62.762

Ю.Д. МУЗЫКИН, канд. техн. наук, проф. ;
А.С. СТОЛБОВОЙ, канд. техн. наук., проф., НТУ «ХПИ», г. Харьков

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ В ПЛАСТИНЧАТЫХ НАСОСАХ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

Показана возможность использования торцовых уплотнений в подшипниковом узле выходного конца вала пластинчатых насосов объемных гидроприводов.

Показана можливість використання торцевих ущільнень у підшипниковому вузлі вихідного кінця вала пластинчастих насосів об'ємних гідроприводів.

The opportunity of use of face condensation in подшипниковом unit of the target end of a shaft of lamellar pumps of volumetric hydrodrives is shown.

Надежность работы пластинчатых насосов, используемых в объемных гидроприводах металлообрабатывающего оборудования, в значительной степени зависит от качества работы подшипникового узла, расположенного со стороны выходного конца вала. Обычно, для комплектации этого узла используется радиальный однорядный шариковый подшипник тип «О» средней серии «З» с внутренним диаметром 20...60 мм, нормального класса точности по ГОСТ 18855-73 и манжета резиновая армированная для валов, рассчитанная для герметизации давления 0,05 МПа при линейной скорости 20 м/с, температуре рабочей жидкости $-60...+170^{\circ}\text{C}$, шероховатости вала 0,63...0,32 мкм и твердости поверхности *HRC30* по ГОСТ 8752-79.

Как показывает статистика, в 90% случаев отказы в работе пластинчатых насосов вызваны выходом из строя подшипникового узла, связанного с неудовлетворительной работой уплотнительной манжеты [1, 2].

Так как перспективы дальнейшего совершенствования резиновой манжеты весьма ограничены, ведущие производители пластинчатых насосов для герметизации подшипникового узла используют торцевые уплотнения, которые обеспечивают практически полную герметичность при давлении до 30 МПа и вакууме, имея долговечность работы 20000 часов и более. Имея широкий спектр конструктивных решений, в большинстве из них в качестве